

Из теоретического анализа видно, что жесткость является одним из решающих факторов, влияющих на величину выбега. Установлено, что жесткость системы является источником разрывных колебаний, которые в свою очередь вызывают расширение поля рассеяния выбега исполнительного органа стола.

Рисунок 5 – Влияние приведенного момента сил на выбег стола

Рисунок 6 – Влияние приведенной жесткости системы на выбег стола

В результате теоретического и экспериментального исследований влияние приведенной жесткости электропривода стола построен график (рисунок 6).

Из графика видно, что при малой жесткости привода порядка $C=(10\div 20)\text{Н}\cdot\text{м}/\text{рад}$ происходит более заметное увеличение выбега стола. Это явление следует объяснить тем, что при пониженной жесткости происходят значительные упругие деформации в приводе, которые после остановки задающего устройства (электродвигателя), частично снимаются, что вызывает дополнительные перемещение стола.

Выводы:

1. Выведены формулы аналитического исследования динамики останова привода стола отключением электродвигателя.

2. Функция зависимости выбега стола от скорости его движения $\Delta l=f(v_c)$ в области небольших скоростей порядка $0\div 4\text{мм}/\text{с}$ носит линейный характер, а при $v_c=4,0\text{мм}/\text{с}$ и выше она имеет параболический характер.

3. Заметное увеличение выбега стола при низких скоростях начинаются с $J_2\geq(0,8\div 1,0)J_1$, а на высоких скоростях выбега стола резко возрастает уже при $J_2\geq(0,3\div 0,4)J_1$.

4. При малой жесткости привода порядка $C=(10\div 20)\text{Н}\cdot\text{м}/\text{рад}$ происходит более заметное увеличение выбега стола.

Список литературы: 1. *Вейц В.Л., Кочура А.Е.* Динамика машинных агрегатов с двигателями внутреннего сгорания. – Л.: Машиностроение, 1976. – 383с. 2. *Кедров С.С.* Колебания металлорежущих станков. – М.: Машиностроение, 1978. – 198с. 3. *Кудинов В.А.* Динамика станков. – М.: Машгиз, 1967. – 359с. 4. *Пуш В.Э.* Малые перемещения в станках. – М.: Машгиз, 1961. – 124с. 5. *Самидов Х.С., Самидов Э.Х.* Динамика и оптимальное конструирование машин. – Баку: Нурлан, 2003. – 622с.

Поступила в редакцию 03.05.2013

УДК 621.01.833

Исследование динамики остановки электромеханического привода стола отключением электродвигателя / Х.Д. Мустафаев // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х.: НТУ "ХПІ". – 2013. – №41(1014). – С.72-76. – Бібліогр.: 5 назв.

У роботі розглядається динаміка зупинки столу електромеханічного приводу механічної машини.

Ключові слова: привід, динаміка, механіка, електромеханіка, машина.

It is compiled dynamic electromechanically transfers of technological machines.

Keywords: drive, dynamics, mechanic, electromechanic, machine.

УДК 621.833

А.А. МУХОВАТЫЙ, к.т.н., старший преподаватель каф. машиноведения ВНУ им. В. Даля, Луганск

ОБ ОДНОМ МЕТОДЕ СИНТЕЗА ИСХОДНОГО КОНТУРА ЗУБЬЕВ НЕЭВОЛВЕНТНЫХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ С ВЫСОКИМИ ЗНАЧЕНИЯМИ КРИТЕРИЕВ НАГРУЗОЧНОЙ СПОСОБНОСТИ

Предложен новый метод синтеза исходного контура зубьев неэвольвентных зубчатых передач, дан пример синтеза исходного контура и проведен сравнительный анализ критериев нагрузочной способности неэвольвентной и эвольвентной зубчатых передач.

Ключевые слова: исходный контур, критерии, зубчатая передача, синтез, анализ.

Актуальность задачи. Зубчатые передачи широко распространены в приводах и трансмиссиях современных машин. Поэтому актуальными являются исследования, направленные на создание зубчатых передач с высокой нагрузочной способностью, которая, при прочих, равных условиях в основном определяется геометрией рабочих поверхностей зубьев, зависящей от геометрических параметров исходного контура, применяемого для профилирования зубьев зацепляющихся колес. Это подтверждает также актуальность разработки методов синтеза исходного контура зубьев зубчатых передач с высокими критериями нагрузочной способности, определяющими прочность, износостойкость, энергоемкость и задиростойкость передач зацеплением.

Анализ литературы. Известны исследования по разработке неэвольвентных зубчатых передач с высокими критериями нагрузочной способности [1-7]. Среди таких исследований следует выделить разработки неэвольвентных зубчатых передач на базе исходных контуров синтезируемых по значениям критериев нагрузочной способности этих передач и геометрическим параметрам, характеризующим геометрию исходного контура [1], путем решения дифференциальных уравнений. В связи с этим очень важными являются исследования по созданию новых методов синтеза исходных контуров зубьев передач с высокими критериями нагрузочной способности.

Цель статьи. Разработать новый метод синтеза геометрических параметров исходного контура зубьев неэвольвентных зубчатых передач, обладающих высокими значениями критериев нагрузочной способности, определить параметры исходного контура с использованием данного метода, и произвести сравнительный анализ значений критериев нагрузочной способности неэвольвентной и эвольвентной зубчатых передач.

Материалы и результаты исследований.

1. Математическая модель синтеза и синтез исходного контура.

При синтезе исходных контуров по заданным значениям критериев нагрузочной способности установлено, что значения второй производной функции $f_2(f_1)$, которая описывает профиль исходного контура в пределах поля зацепления, изменяется, как это представлено на рисунке 1.

Изображенный на рисунке 1 график приближенно является графиком функции

$$(f_2'')^{\lambda_1} f_1 = c, \quad (1)$$

или

$$f_2'' = \frac{c^{\lambda}}{f_1^{\lambda}},$$

где λ_1 – показатель степени; c –

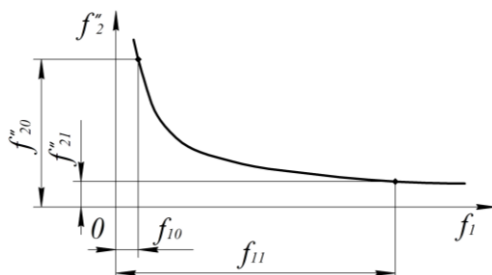


Рисунок 1 – Значения f_2'' второй производной функции f_2 ($0 < f_1 \leq 1$)

постоянная величина.

Поэтому в качестве основы синтеза исходного контура по заданным значениям критериев нагрузочной способности можно принять уравнение (1). Функцию f_2 можно определить, интегрируя (1). В результате интегрирования получаем

$$f_2' = \frac{c^\lambda}{1-\lambda} f_1^{1-\lambda} + c_1; \quad f_2 = \frac{c^\lambda}{(1-\lambda)(2-\lambda)} f_1^{2-\lambda} + c_1 f_1 + c_2, \quad (2)$$

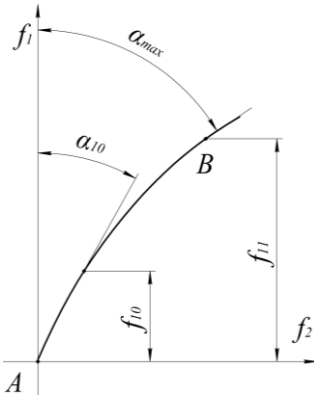


Рисунок 2 – Профиль f_2 исходного контура

где $\lambda = 1/\lambda_1$; c_1, c_2 – постоянные интегрирования; f_2' – первая производная функции f_2 по f_1 .

При определении c_2 можно положить $f_2=0$ при $f_1=0$, т.е. $c_2=0$. Для определения λ надо задать значение f_2'' в двух точках профиля исходного контура, например, в точках f_{10} и f_{11} (рисунок 2).

Эти значения на рисунке 1 обозначены f_{20}'' и f_{21}'' . Тогда, используя первое равенство (1), будем иметь

$$\lambda = \frac{\ln f_{20}'' - f_{21}''}{\ln f_{10} - \ln f_{11}}. \quad (3)$$

Значение f_1 при разработке исходного контура можно принять в пределах $f_{10} \leq f_{11} \leq h_a^*$ (h_a^* – высота головки зуба рейки при модуле $m=1$ мм), а f_{10} можно задавать в пределах $0,01 \leq f_{10} \leq 1$. Как правило h_a^* принимается равным единице, и при создании исходного контура можно принять это значение. По предварительным данным значение профильного угла исходного контура при $f_1=f_{10}$ можно принять $7^\circ \leq \alpha_{10} \leq 25^\circ$, а максимальное значение профильного угла при $f_1=f_{11}$ – $28^\circ \leq \alpha_{\max} \leq 36^\circ$.

Выбор значений этих углов ограничивается условиями заострения зубьев колес и минимальным значением коэффициента перекрытия (толщина вершины зуба колеса должна иметь значения $S_a \geq (0,2 \dots 0,4)m$, а коэффициент перекрытия – $\varepsilon_\alpha \geq 1,2$).

Значение второй производной f_2'' функции f_2 равно [8]

$$f_2'' = \frac{\varsigma'}{(1-\varsigma^2)^{1,5}}, \quad (4)$$

где $\varsigma = \sin \alpha$, а ς' – первая производная ς по f_1 .

Производная ς' определяется из дифференциального уравнения и его решения, используемого при синтезе исходного контура по заданному значению критерия нагрузочной способности:

– по заданному значению относительной силы трения скольжения в зацеплении ($\bar{f} < 1$)

$$\varsigma' = \frac{(1 - \bar{f}^{1,67}) \bar{\varepsilon}}{f_1}; \quad (5)$$

– по заданному значению относительных потерь в зацеплении ($\bar{P} < 1$)

$$\zeta' = \frac{\zeta(1 - P_0 \zeta^{1,67})}{f_1}, \quad P_0 = \left(\frac{\bar{P}}{\sin \alpha_9} \right)^{1,67}; \quad (6)$$

– по заданному значению относительной толщины масляного слоя ($\bar{h}_{mc} > 1$)

$$\zeta' = \frac{\zeta(1 - h_0 \zeta^{0,74})}{f_1}, \quad h_0 = [\bar{h}_{mc} (\sin \alpha_9)^{1,15}]^{0,645}; \quad (7)$$

– по заданному значению относительной удельной работы сил трения ($\bar{dA} < 1$)

$$\zeta' = \frac{\zeta(1 - A_0 \zeta^{1,21})}{f_1}, \quad A_0 = \left(\frac{\bar{dA}}{\sin^2 \alpha_9} \right)^{0,625}; \quad (8)$$

– по заданному значению относительного износа зубьев ($\bar{h}_u < 1$)

$$\zeta' = \frac{\zeta(1 - h_{u0} \zeta^{0,91})}{f_1}, \quad h_{u0} = \left(\frac{\bar{h}_u}{\sin^2 \alpha_9} \right)^{0,45}; \quad (9)$$

– по заданному значению относительного критерия заедания ($\bar{K}_3 < 1$)

$$\zeta' = \frac{\zeta(1 - K_0 \zeta^{0,47})}{f_1}, \quad K_0 = \left(\frac{\bar{K}_3}{(\sin \alpha_9)^{0,75}} \right)^{0,625}. \quad (10)$$

Значения величин с черточкой сверху при синтезе необходимо задавать. Можно так же задать значения f_{20}'' и f_{21}'' $0 < f_{20}'' \leq 3$, $0,1 \leq f_{21}'' \leq 0,4$ и из (1), (2) и (3) определить параметры исходного контура.

Порядок определения геометрических параметров исходного контура можно представить следующим образом:

– задаем значение критерия нагрузочной способности (в (5-10) величину с черточкой сверху);

– задаем α_{10} и α_{\max} ;

– из дифференциального уравнения определяем ζ' при α_{10} и α_{\max} и при f_{10} и f_{11} ;

– f_{11} из второго равенства (1) определяем " c^λ ";

– из (4) определяем f_{20}'' и f_{21}'' ;

– из (1), (2) и (3) определяем параметры профиля исходного контура.

2. Синтез исходного контура. Разработать исходный контур для следующих данных:

– исходный контур обеспечивает снижение энергоемкости на 10% ($\bar{f} = 0,9$ (5)) в сравнении с эвольвентными передачами;

– $\alpha_{10} = 20^\circ$, $f_{10} = 0,05$, $\alpha_{\max} = 32^\circ$, $f_{1\max} = 1$ ($\zeta_0 = 0,342$, $\zeta_{\max} = 0,53$).

Используя формулу (5), определяем

$$\zeta_0 = \frac{(1 - \bar{f}^{1,67}) \cdot \zeta_0}{f_{10}} = \frac{(1 - 0,9^{1,67}) \cdot 0,342}{0,05} = 1,10352, \quad \zeta_1 = \frac{(1 - \bar{f}^{1,67}) \cdot \zeta_{\max}}{f_{1\max}} = \frac{(1 - 0,9^{1,67}) \cdot 0,53}{1} = 0,08551.$$

По формуле (4) получаем

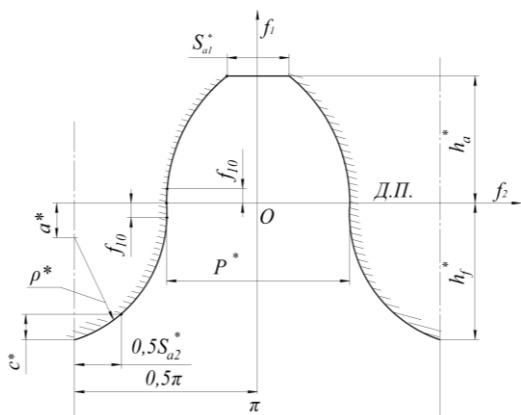


Рисунок 3 – Исходный контур
(ДП – делительная прямая, $m=1\text{мм}$)

$$f_{20}'' = \frac{\zeta_0}{(1 - \zeta_0^2)^{1.5}} = \frac{1,10352}{(1 - 0,342^2)^{1.5}} = 1,32994 \approx 1,33, f_{21}'' =$$

Применяя изложенный выше метод синтеза исходного контура, имеем

$$f_2'' = 0,14 f_1^{-0,75}, f_2' = 0,56 f_1^{0,25} + 0,099, f_2 =$$

На рисунке 3 изображен профиль исходного контура, а в таблице 1 его геометрические параметры.

Заметим, что максимальное значение угла профиля исходного контура $\alpha_{\max} = 33,39^\circ$. Его можно уменьшить, уменьшая α_{10} . Про-

филь исходного контура в промежутке $-0,05 \leq f_1 \leq 0,05$ можно очертить прямой, дугой окружности или другой кривой [7].

3. Сравнительный анализ значений критериев нагрузочной способности. Рассмотрим зубчатую передачу:

- число зубьев шестерни $z_1=20$ и колеса $z_2=80$;
- радиус начального цилиндра шестерни $R_1=10\text{мм}$ и колеса $R_2=40\text{мм}$;

Таблица 1 – Параметры исходного контура (в долях модуля)

f_{10}	α_{10}	h_a^*	h_f^*	ρ^*	c^*	S_{a1}^*	S_{a2}^*	P^*	a^*
0,05	20°	1,0	1,13445	0,29900	0,13445	0,45430	0,49930	1,54830	0,83545

Примечания: 1. Боковой зазор в зацеплении зубчатых колес $0,045m$;

2. Коэффициент перекрытия при зацеплении реек $\varepsilon_x=1,32$.

- исходный контур незвольентных зубьев с параметрами таблицы 1;
- исходный контур эвольвентных зубьев с профильным углом $\alpha_s=20^\circ$;
- приведенный модуль упругости $E_{np}=2,1 \cdot 10^5 \text{Н/м}^2$;
- твердость зубьев $HB=2500 \text{Н/м}^2$;
- шероховатость рабочих поверхностей зубьев $R_a=3,2 \cdot 10^{-4} \text{мм}$.

Используя результаты работы [8] для определения критериев нагрузочной способности незвольентной (исходный контур см. таблицу 1) и эвольвентной зубчатых передач, получим данные, представленные в таблице 2 и на графиках (рисунок 4 и рисунок 5).

Таблица 2 – Относительные значения критериев нагрузочной способности

f_1	\bar{V}^{12}	\bar{V}_z	$\bar{\eta}_1$	$\bar{\eta}_2$	\bar{x}	$\bar{\Delta P}$	\bar{h}_{mc}	\bar{K}_s	\bar{dA}_1	\bar{dA}_2	\bar{h}_{u1}	\bar{h}_{u2}	$\bar{\Theta}$
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
-0,05	0,9999	1,1947	0,8406	0,8332	0,7005	0,8547	1,3176	0,7154	0,7185	0,7122	0,6142	0,6087	1,4275
-0,1	0,8939	1,3503	0,6739	0,6492	0,6126	0,7459	1,52	0,575	0,5719	0,5509	0,4772	0,4597	1,6051
-0,15	0,8369	1,456	0,5944	0,5531	0,5609	0,686	1,6631	0,5026	0,5016	0,4668	0,4112	0,3826	1,7315
-0,2	0,7988	1,5406	0,5455	0,4882	0,5224	0,6442	1,7825	0,4538	0,4574	0,4094	0,3689	0,3302	1,8411
-0,25	0,7706	1,6136	0,5115	0,4386	0,4902	0,6116	1,8907	0,4166	0,4257	0,365	0,3379	0,2897	1,9455
-0,3	0,7484	1,6797	0,4862	0,398	0,4615	0,5844	1,9937	0,386	0,401	0,3282	0,3131	0,2563	2,051
-0,35	0,7303	1,7412	0,4666	0,3631	0,435	0,5605	2,0953	0,3595	0,3808	0,2963	0,2922	0,2274	2,1619
-0,4	0,715	1,7998	0,4508	0,3322	0,4096	0,5388	2,1981	0,3358	0,3634	0,2678	0,2739	0,2018	2,2816

-0,45	0,7019	1,8565	0,4379	0,3041	0,385	0,5185	2,3043	0,3139	0,348	0,2417	0,2571	0,1786	2,4137
-0,5	0,6904	1,9119	0,427	0,2781	0,3608	0,4992	2,4159	0,2934	0,334	0,2175	0,2415	0,1573	2,5624
-0,55	0,6803	1,9668	0,4178	0,2537	0,3367	0,4805	2,5352	0,2737	0,3208	0,1948	0,2266	0,1376	2,7326
-0,6	0,6712	2,0215	0,4099	0,2305	0,3125	0,462	2,6644	0,2547	0,3081	0,1733	0,2121	0,1193	2,9307
-0,65	0,663	2,0764	0,403	0,2083	0,288	0,4435	2,8066	0,236	0,2957	0,1528	0,1978	0,1022	3,1654
-0,7	0,6555	2,1317	0,397	0,1868	0,2633	0,4247	2,9655	0,2175	0,2833	0,1333	0,1835	0,0863	3,4489
-0,75	0,6486	2,1879	0,3917	0,1658	0,238	0,4053	3,1464	0,1991	0,2707	0,1146	0,1692	0,0716	3,7991
-0,8	0,6423	2,2451	0,3871	0,1454	0,2123	0,3852	3,3562	0,1805	0,2576	0,0968	0,1545	0,058	4,2437
-0,85	0,6365	2,3035	0,3829	0,1252	0,1859	0,3638	3,6058	0,1617	0,2438	0,0797	0,1393	0,0456	4,8272

Продолжение таблицы 2

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
-0,9	0,6311	2,3634	0,3792	0,1053	0,1589	0,3407	3,9121	0,1424	0,2289	0,0636	0,1236	0,0343	5,6278
-0,95	0,626	2,4251	0,3759	0,0856	0,1312	0,3153	4,3042	0,1224	0,2124	0,0484	0,107	0,0244	6,7947
-1	0,6213	2,4888	0,3729	0,066	0,1027	0,2865	4,8384	0,1015	0,1935	0,0343	0,0892	0,0158	8,6538
0,05	0,9999	1,1886	0,8447	0,8377	0,7078	0,8687	1,3071	0,7309	0,7339	0,7278	0,6376	0,6323	1,4128
0,1	0,8939	1,3219	0,6872	0,6644	0,6393	0,7716	1,4707	0,6076	0,60328	0,5833	0,5207	0,5035	1,538
0,15	0,8369	1,3992	0,6157	0,5789	0,6081	0,7227	1,5629	0,5512	0,5474	0,5146	0,4727	0,4444	1,5973
0,2	0,7988	1,4511	0,5741	0,5242	0,5903	0,6917	1,623	0,5178	0,51682	0,4719	0,4475	0,4086	1,6293
0,25	0,7706	1,4884	0,5468	0,4847	0,5791	0,6698	1,6647	0,4956	0,49833	0,4418	0,4331	0,384	1,6467
0,3	0,7484	1,5161	0,5278	0,4542	0,5718	0,6533	1,6947	0,4798	0,48668	0,4189	0,4248	0,3656	1,6555
0,35	0,7303	1,5371	0,514	0,4295	0,5668	0,6404	1,7165	0,468	0,47931	0,4005	0,4203	0,3512	1,659
0,4	0,715	1,553	0,5037	0,4088	0,5633	0,6299	1,7325	0,459	0,4748	0,3853	0,4183	0,3395	1,6591
0,45	0,7019	1,5651	0,496	0,391	0,5609	0,6212	1,7441	0,4519	0,4723	0,3724	0,418	0,3295	1,6569
0,5	0,6904	1,5742	0,4901	0,3755	0,5592	0,6137	1,7525	0,4462	0,47126	0,361	0,4189	0,3209	1,6534
0,55	0,6803	1,5808	0,4857	0,3616	0,5579	0,6073	1,7583	0,4415	0,4713	0,351	0,4208	0,3133	1,6489
0,6	0,6712	1,5855	0,4823	0,3492	0,557	0,6017	1,7621	0,4376	0,47217	0,3419	0,4233	0,3065	1,644
0,65	0,663	1,5885	0,4798	0,3379	0,5563	0,5967	1,7644	0,4344	0,47366	0,3335	0,4263	0,3002	1,6388
0,7	0,6555	1,5902	0,478	0,3275	0,5557	0,5922	1,7654	0,4316	0,47565	0,3259	0,4298	0,2944	1,6337
0,75	0,6486	1,5907	0,4768	0,3178	0,5552	0,5882	1,7654	0,4292	0,47803	0,3187	0,4335	0,289	1,6288
0,8	0,6423	1,5903	0,476	0,3089	0,5547	0,5844	1,7647	0,427	0,4807	0,3119	0,4374	0,2838	1,6241
0,85	0,6365	1,589	0,4756	0,3005	0,5542	0,581	1,7634	0,4251	0,48361	0,3056	0,4414	0,2789	1,6197
0,9	0,6311	1,5871	0,4755	0,2926	0,5536	0,5777	1,7616	0,4234	0,4867	0,2995	0,4456	0,2741	1,6158
0,95	0,626	1,5845	0,4757	0,2851	0,5529	0,5747	1,7594	0,4218	0,48993	0,2936	0,4498	0,2695	1,6123
1	0,6213	1,5814	0,4762	0,278	0,5521	0,5718	1,757	0,4204	0,49326	0,288	0,454	0,2651	1,6094

Примечание: с чертой сверху обозначены отношения значений критериев нагрузочной способности син-тезированной и эвольвентной передач: \bar{V}^{12} – скоростей скольжения; \bar{V}_{Σ} – суммарных скоростей качения; $\bar{\eta}_1, \bar{\eta}_2$ – удельных скольжений зубьев шестерни и колеса; $\bar{\chi}$ – приведенных кривизн; $\bar{\Delta P}$ – потерь мощности в зацеплении; \bar{K}_3 – критериев заедания; $d\bar{A}_1, d\bar{A}_2$ – удельных работ сил трения зубьев шестерни и колеса; $\bar{h}_{u1}, \bar{h}_{u2}$ – износов зубьев шестерни и колеса; $\bar{\Theta}$ – критериев контактной прочности.

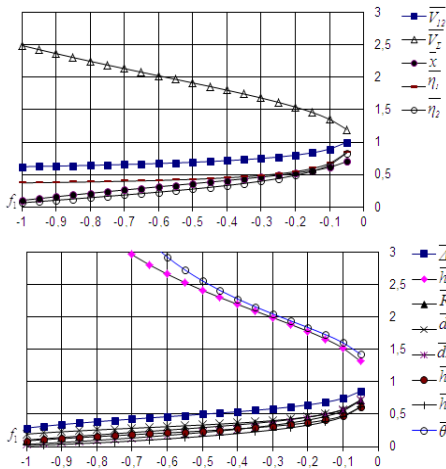


Рисунок 4 – Значения критериев нагрузочной способности (при $-1 \leq f_1 \leq -0,05$)

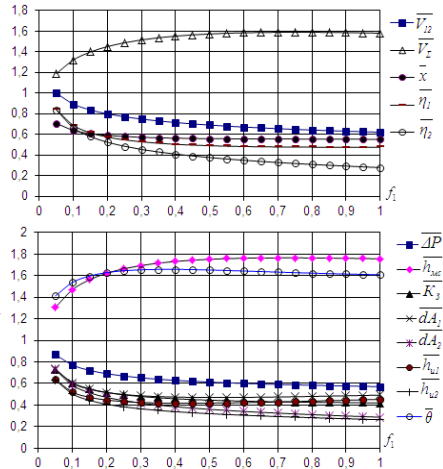


Рисунок 5 – Значения критериев нагрузочной способности (при $0,05 \leq f_1 \leq 1$)

Из анализа данных таблицы 2 и графиков (рисунки 4 и 5) следует, что в пределах поля зацепления неэвольвентная передача имеет следующие значения критериев нагрузочной способности в сравнении с эвольвентной передачей:

- скорость скольжения в зацеплении синтезированной передачи составляет 0,62...1,0 от скорости скольжения зубьев эвольвентной передачи;
- суммарная скорость качения в 1,2...2,5 раза больше;
- удельные скольжения в 1,2...10,0 раз меньше;
- приведенная кривизна в 1,4...10,0 раз меньше;
- потери мощности в зацеплении в 1,2...3 раза меньше;
- критерий заедания в 1,3...10,0 раз меньше;
- удельные работы сил трения в 1,3...10,0 раз меньше;
- критерий износа в 1,5...10,0 раз меньше;
- критерий контактной прочности в 1,4...8,0 раз больше;
- толщина масляного слоя между зубьями в 1,3...4,8 раз больше.

Таким образом, синтезированная зубчатая передача имеет значения критериев нагрузочной способности значительно выше значений критериев эвольвентной передачи практически по всему полю зацепления.

Выводы:

1. Разработан новый метод синтеза исходного контура неэвольвентных зубьев цилиндрических зубчатых передач.
2. Определены геометрические параметры и разработана конструкция исходного контура.
3. Произведен сравнительный анализ критериев нагрузочной способности неэвольвентной и эвольвентной зубчатых передач.
4. Установлено, что неэвольвентная зубчатая передача имеет значения критериев нагрузочной способности существенно выше значений этих критериев эвольвентной передачи.
5. Дальнейшие перспективы использования полученных результатов связаны с оптимизацией геометрических параметров исходного контура и

експериментальними роботами.

Список литературы: 1. Шишов В.П., Носко П.Л., Филь П.В. Теоретические основы синтеза передач зацеплением: Моногр. – Луганськ: вид-во СНУ ім. В.Далі, 2006. – 408с. 2. Шабанов И.Р. О зубчатой передаче с конхoidalной линией зацепления // Надежность и качество зубчатых передач. – НИИ ИНФОРМТЯЖМАШ. 18-67-106, 1967. – С.1-8. 3. Аникин Ю.В. Синусoidalное зацепление – Воронеж: изд-во ВГУ, 1975. – 56с. 4. Бошански М., Токоли П., Вая Ф., Кожух И. Возможность использования неэвольвентного зацепления в коробках передач сельскохозяйственных машин // Вісник НТУ "ХПІ". – Харків: НТУ "ХПІ", 2011. – №29. – С.21-30. 5. Шишов В.П., Носко П.Л., Муховатий А.А. Высоконагруженные зубчатые передачи // Вісник НТУ "ХПІ". – Харків: НТУ "ХПІ", 2011. – №28. – С.180-186. 6. Протасов Р.В., Устиненко А.В. Исследование коэффициента перекрытия эвольвентных передач // Вісник НТУ "ХПІ". – Харків: НТУ "ХПІ", 2011. – №29. – С.154-165. 7. Шишов В.П., Бурко В.В., Ревякина О.А., Муховатий А.А. Синтез зубчатых передач с пониженной энергоемкостью // Вісник Східноукраїнського нац. ун-ту ім. В.Далі. – 2012. – №13(184). – Ч.1. – С.117-123. 8. Муховатий А.А. Дифференциальные уравнения для синтеза исходных контуров зубьев неэвольвентных зубчатых передач // Вісник Східноукраїнського нац. ун-ту ім. В.Далі. – 2009. – №6(177). – С.240-246.

Поступила в редакцію 12.04.2013

УДК 621.833

Об одном методе синтеза исходного контура зубьев неэвольвентных зубчатых передач с высокими значениями критериев нагрузочной способности / А.А. Муховатый // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х.: НТУ "ХПІ". – 2013. – №41(1014). – С.76-82. – Бібліогр.: 8 назв.

Запропонований новий метод синтезу початкового контуру зубів неэвольвентних зубчатих передач, дано приклад синтезу початкового контуру і проведений порівняльний аналіз критеріїв навантажувальної здатності неэвольвентної і евольвентної зубчатих передач.

Ключові слова: початковий контур, критерії, зубчаста передача, синтез, аналіз.

A new method of synthesis of basic rack noninvolute profile of gear has been suggested; comparative analysis of the load capacity criteria of noninvolute and involute gears has been carried out.

Keywords: basic rack profile, criteria, gear, synthesis, analysis.

УДК 621.9.20.001.24

Е.В. НАДЕЇНА, пошукач ДДМА, Краматорськ;

О.О. КЛОЧКО, к.т.н., доцент ДДМА;

В.С. НАДЕЙН, к.т.н., доцент каф. МВ та С КНТУ, Кіровоград

ГЕОМЕТРО-КІНЕМАТИЧНІ ПОКАЗНИКИ НАБЛИЖЕНОЇ СПІРОЇДНОЇ ПЕРЕДАЧІ

Експериментально визначені геометро-кінематичні показники наближеної спіроїдної передачі. Показано, що такі передачі можуть бути використані в техніці.

Ключові слова: спіроїдна передача, геометрія зацеплення.

Вступ. В роботі [1] показано, що можна створити циліндричну спіроїдну передачу із змінним передаточним відношенням. Зачеплення таких передач завжди локалізоване, активні поверхні зубів її ланок не є спряженими. Такі зачеплення і передачі зводяться наближеними [2, 3].

В роботі [1] та інших, в яких теоретично досліджено властивості вказаних циліндричних спіроїдних передач, показано, що такі передачі можуть мати технічні характеристики не менші, ніж у класичних спіроїдних.

Актуальність дослідження. Якщо зважити на те, що досліджені наближені спіроїдні передачі значно простіші у виготовленні, то перевірка результатів теоретичних розрахунків технічних характеристик досліджуваних передач є актуальною задачею визначення придатності таких передач для застосування в промисловості.

© Е.В. Надейна, О.О. Клочко, В.С. Надейн, 2013